

EUROPEAN PATENT OFFICE

Patent Abstracts of Japan

PUBLICATION NUMBER : 07027106
PUBLICATION DATE : 27-01-95

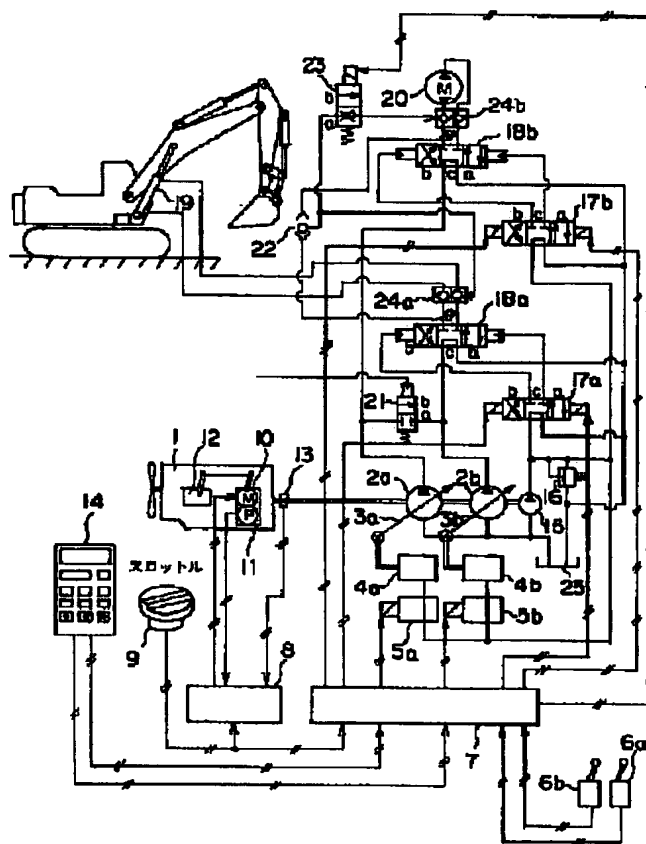
APPLICATION DATE : 14-07-93
APPLICATION NUMBER : 05196937

APPLICANT : KOMATSU LTD;

INVENTOR : YOKOYAMA TOSHIO;

INT.CL. : F15B 11/00 E02F 9/22 F15B 11/16

TITLE : ENGINE OUTPUT AND HYDRAULIC PUMP HORSE POWER CONTROL DEVICE FOR HYDRAULIC EXCAVATING MACHINE



ABSTRACT : PURPOSE: To speed up the operating cycles as a whole by increasing an engine output, the discharge quantity of a hydraulic pump by the oil amount of a specific actuator, for which the increase in oil is desirable, and maintaining the oil amount for another actuator and the oil amount in the standard mode at the same level.

CONSTITUTION: At the time of combined operation of an excavating machine, a change-over valve 23 is positioned at (b) position in the boom preference mode, and a higher load pressure of the load pressures of a boom cylinder 19 taken out by a shuttle valve 22 and a turning motor 20 acts on a pressure compensating valve 24a. At the same time, the load pressure acts on a pressure compensating valve 24b owing to (b) position of the change-over valve 23, and in relation to the same operating stroke of operating valves 18a, 18b, the load pressure is distributed to the boom cylinder 19 and the turning motor 20 at a rate of 12 to 0.8 to be controlled so that more working fluid is supplied to the boom cylinder 19 compared to the turning motor 20. Thus, the operating speed of an unpreferable actuator is maintained at the operating speed in the standard mode, while the operating speed of a preferable actuator can be increased, and the whole operating cycle can be reduced.

COPYRIGHT: (C)1995,JPO

PATENT ABSTRACTS OF JAPAN

(11)Publication number : 07-027106

(43)Date of publication of application : 27.01.1995

(51)Int.Cl.

F15B 11/00
E02F 9/22
F15B 11/16

(21)Application number : 05-196937

(71)Applicant : KOMATSU LTD

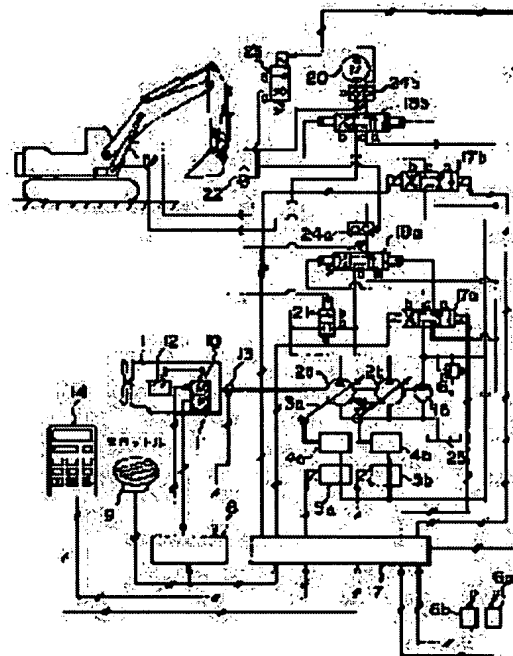
(22)Date of filing : 14.07.1993

(72)Inventor : YOKOYAMA TOSHIO

(54) ENGINE OUTPUT AND HYDRAULIC PUMP HORSE POWER CONTROL DEVICE FOR HYDRAULIC EXCAVATING MACHINE**(57)Abstract:**

PURPOSE: To speed up the operating cycles as a whole by increasing an engine output, the discharge quantity of a hydraulic pump by the oil amount of a specific actuator, for which the increase in oil is desirable, and maintaining the oil amount for another actuator and the oil amount in the standard mode at the same level.

CONSTITUTION: At the time of combined operation of an excavating machine, a change-over valve 23 is positioned at (b) position in the boom preference mode, and a higher load pressure of the load pressures of a boom cylinder 19 taken out by a shuttle valve 22 and a turning motor 20 acts on a pressure compensating valve 24a. At the same time, the load pressure acts on a pressure compensating valve 24b owing to (b) position of the change-over valve 23, and in relation to the same operating stroke of operating valves 18a, 18b, the load pressure is distributed to the boom cylinder 19 and the turning motor 20 at a rate of 12 to 0.8 to be controlled so that more working fluid is supplied to the boom cylinder 19 compared to the turning motor 20. Thus, the operating speed of an unpreferable actuator is maintained at the operating speed in the standard mode, while the operating speed of a preferable actuator can be increased, and the whole operating cycle can be reduced.



LEGAL STATUS

[Date of request for examination] 20.06.2000

[Date of sending the examiner's decision of rejection]

[Kind of final disposal of application other than the examiner's decision of rejection or application converted registration]

[Date of final disposal for application]

[Patent number] 3487358

[Date of registration] 31.10.2003

[Number of appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of requesting appeal against examiner's decision of rejection]

[Date of extinction of right]

* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

CLAIMS

[Claim(s)]

[Claim 1] An engine, the hydraulic pump driven with this engine, and two or more actuators to which the discharged oil of this hydraulic pump is supplied, Consist of each actuation valve of two or more of these actuators, and the predetermined control input of each of this actuation valve is received. In the hydraulic-drive system which consists of a canonical mode which set the oil quantity distributed to each actuator to the predetermined ratio, and a specific actuator priority mode which distributes much oil quantity to a specific actuator In said specific actuator priority mode By making the output of said engine, and the discharge quantity of a hydraulic pump increase by the oil quantity of a specific actuator to increase The engine power and the hydraulic-pump absorption horsepower control unit of a hydraulic digging machine which are characterized by consisting of a controller which holds identically to the oil quantity in a canonical mode the oil quantity of actuators other than a specific actuator.

[Claim 2] An engine, the hydraulic pump driven with this engine, and a boom cylinder, Consist of a revolution motor, and this boom cylinder and each actuation valve of a revolution motor, and the full stroke of each [these] actuation valve is received. In the hydraulic-drive system which consists of a canonical mode which set the oil quantity distributed to a boom cylinder and a revolution motor to the predetermined ratio, and a boom priority mode which supplies much oil quantity to a boom cylinder to this canonical mode By making the output of said engine, and the discharge quantity of a hydraulic pump increase by the oil quantity of a boom cylinder to increase in a boom priority mode The engine power and the hydraulic-pump absorption horsepower control unit of the hydraulic digging machine of claim 1 which are characterized by consisting of an engine controller which holds the oil quantity of a revolution motor identically to the oil quantity in a canonical mode, and a pump controller.

[Claim 3] An engine, the hydraulic pump driven with this engine, and an arm hydraulic cylinder, Consist of each actuation valve of a revolution motor or a boom cylinder, this arm hydraulic cylinder, and a revolution motor or a boom cylinder, and the full stroke of each [these] actuation valve is received. In the hydraulic-drive system which consists of a canonical mode which set the oil quantity distributed to an arm hydraulic cylinder, and a revolution motor or a boom cylinder to the predetermined ratio, and an arm priority mode which supplies much oil quantity to an arm hydraulic cylinder to this canonical mode By making the output of said engine, and the discharge quantity of a hydraulic pump increase by the oil quantity of an arm hydraulic cylinder to increase in an arm priority mode The engine power and the hydraulic-pump absorption horsepower control unit of the hydraulic digging machine of claim 1 which are characterized by consisting of an engine controller which holds identically to the oil quantity in a canonical mode the oil quantity of a revolution motor or a boom cylinder, and a pump controller.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

- 1.This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
- 2.**** shows the word which can not be translated.
- 3.In the drawings, any words are not translated.

DETAILED DESCRIPTION

[Detailed Description of the Invention]

[0001]

[Industrial Application] In the time of the combined control, for example, the combined control of a blade and revolution, which operates simultaneously two or more activity machines which can set this invention to a hydraulic digging machine The canonical mode which distributes the discharge quantity of a hydraulic pump to a blade cylinder and a revolution motor at predetermined flow rate, Set up the blade priority mode which distributes many flow rates to a blade cylinder to this canonical mode, and the same flow rate as a canonical mode is supplied to a revolution motor also in this blade priority mode. It is related with the engine power of a hydraulic digging machine and the hydraulic-pump absorption horsepower control unit for which made it not make an operator sense the feeling of the different sum of revolution actuation in which a swing speed is slowed down.

[0002]

[Description of the Prior Art] Conventionally, as a technique of having the canonical mode which set the allocation ratio of the pump whole quantity to the predetermined value, and the specific actuator priority mode of an allocation ratio which is different from said canonical mode in order to supply much hydraulic oil to a specific actuator, there are "JP,63-187311,A" and "JP,63-187312,A", for example to carry out the combined control of two or more actuators. The lever respectively corresponding to two or more actuators [Prior art / said] and these actuators etc., In the operation control unit which controls the amount of drives of the actuator which follows and each corresponds to the amount command value of drives which is equipped with two or more actuation means, and is generated according to the control input of each actuation means of these Weighting is performed to each ** to the amount command value of drives according to the respectively same control input of each of said operation means, and the operation control unit which established a weighting means to transmit this to the actuator which each corresponds is indicated.

[0003] Even if the time of the combined control mentioned above etc. is the case where two or more actuation means are operated to coincidence, in said configuration, actuation of the request according to the contents of priority considered as a request, respectively comes to be respectively obtained from the actuator of these actuation means which each corresponds corresponding to the usual natural actuation by carrying out weighting of the degree of the priority, i.e., the degree of weight, through said weighting means according to the activity considered as the request of each actuator at any time.

[0004] Next, by drawing 4 and drawing 6 , an example is raised for said Prior art and it explains plainly. As for drawing 4 , in the canonical mode at the time of the combined control of a revolution motor and a boom cylinder, discharge quantity 2P (however, P shows one pump flow rate) of two hydraulic pumps show that it is carried out by P (2/3) to a revolution motor, and distribution supply is carried out at a rate of every [P (4/3)] and 1:2 to the amount of identity operation of each actuation valve to a boom cylinder. As for drawing 6 , in the boom priority mode at the time of the combined control of a revolution motor and a boom cylinder, discharge quantity 2P of two hydraulic pumps show that it is carried out by P (4/7) to a revolution motor, and distribution supply is carried out at a rate of every [P (10/7)] and 0.8:2 to the amount of identity operation of each actuation valve to a boom cylinder. The relation of the revolution motor at the time of each actuation valve full stroke in said Prior art and the supply flow rate to a boom cylinder is shown in Table 1.

[0005]

[Problem(s) to be Solved by the Invention] However, since it is the approach of the priority mode in said Prior art reducing the flow rate of one actuator, compensating the actuator of another side with the part, and attaching MERIHARI to whenever [working speed] relatively It becomes later than a rate in case the rate of the actuator of another side is a canonical mode, when priority is given to one actuator. It was difficult to attach big MERIHARI, i.e., a priority, from constraint of the near actuator rate which an activity cycle may not be rash in and reduces on the whole. In the boom priority mode in said Prior art if drawing 4 , drawing 6 , and Table 1 explain this Although the ratio of the hydraulic oil amount of supply to a revolution motor and a boom cylinder is set to 1:2.5 from 1:2 at the time of a canonical mode and it accelerates a boom cylinder about 7% from P (10/7) to P the time of a canonical mode (4/3) Since P (2/3) at the time of a canonical mode was slowed down about 14% to P (4/7), the revolution motor had the problem which the feeling of the different sum to revolution actuation produces for an operator.

[0006]

[Means for Solving the Problem] It is what was made in order that this invention might solve the technical problem in said Prior art. Claim 1 An engine, the hydraulic pump driven with this engine, and two or more actuators to which the discharged oil of this hydraulic pump is supplied, Consist of each actuation valve of two or more of these actuators, and the predetermined control input of each of this actuation valve is received. In the hydraulic-drive system which consists of a canonical mode which set the oil quantity distributed to each actuator to the predetermined ratio, and a specific actuator priority mode which distributes much oil quantity to a specific actuator In said specific actuator priority mode It consists of a controller which holds identically to the oil quantity in a canonical mode the oil quantity of actuators other than a specific actuator by making the output of said engine, and the discharge quantity of a hydraulic pump increase by the oil quantity of the specific actuator which increased.

[0007] The hydraulic pump which drives claim 2 with an engine and this engine, Consist of a boom cylinder, a revolution motor, and this boom cylinder and each actuation valve of a revolution motor, and the full stroke of each of this actuation valve is received. In the hydraulic-drive system which consists of a canonical mode which set the oil quantity distributed to a boom cylinder and a revolution motor to the predetermined ratio, and a boom priority mode which supplies much oil quantity to a boom cylinder to this canonical mode In a boom priority mode, it consists of an engine controller which holds the oil quantity of a revolution motor identically to the oil quantity in a canonical mode, and a pump controller by making the output of said engine, and the discharge quantity of a hydraulic pump increase by the oil quantity of a boom cylinder to increase.

[0008] The hydraulic pump which drives claim 3 with an engine and this engine, An arm hydraulic cylinder, a revolution motor or a boom cylinder, and this arm hydraulic cylinder, Consist of a revolution motor or each actuation valve of a boom cylinder, and the full stroke of each [these] actuation valve is received. In the hydraulic-drive system which consists of a canonical mode which set the oil quantity distributed to an arm hydraulic cylinder, and a revolution motor or a boom cylinder to the predetermined ratio, and an arm priority mode which supplies much oil quantity to an arm hydraulic cylinder to this canonical mode By making the output of said engine, and the discharge quantity of a hydraulic pump increase by the oil quantity of an arm hydraulic cylinder to increase in an arm priority mode It consists of an engine controller which holds identically to the oil quantity in a canonical mode the oil quantity of a revolution motor or a boom cylinder, and a pump controller.

[0009]

[Function] Claim 1 receives the predetermined control input of each actuation valve of two or more actuators. In the hydraulic-drive system which consists of a canonical mode which set the oil quantity distributed to each actuator to the predetermined ratio, and a specific actuator priority mode which distributes much oil quantity to a specific actuator In a specific actuator priority mode, the oil quantity of actuators other than a specific actuator is held identically to the oil quantity in a canonical mode. While making the discharge quantity of a hydraulic pump increase by oil quantity [a specific actuator] to make it increase, it controls to increase the output of the engine which drives this hydraulic pump.

[0010] Claim 2 receives the predetermined control input of a boom cylinder and each actuation valve of a revolution motor. In the hydraulic-drive system which consists of a canonical mode which set the oil quantity distributed to a boom cylinder and a revolution motor to the predetermined ratio, and a boom priority mode which distributes much oil quantity to a boom cylinder In a boom priority mode, the oil quantity of a revolution motor is held identically to the oil quantity in a canonical mode, and while making the discharge quantity of a hydraulic pump increase by oil quantity [a boom cylinder] to make it increase, it controls to increase the output of the engine which drives this hydraulic pump.

[0011] The hydraulic pump which drives claim 3 with an engine and this engine, An arm hydraulic cylinder, a revolution motor or a boom cylinder, and this arm hydraulic cylinder, Consist of a revolution motor or each actuation valve of a boom cylinder, and the full stroke of each [these] actuation valve is received. In the hydraulic-drive system which consists of a canonical mode which set the oil quantity distributed to an arm hydraulic cylinder, and a revolution motor or a boom cylinder to the predetermined ratio, and an arm priority mode which supplies much oil quantity to an arm hydraulic cylinder to this canonical mode While making the discharge quantity of a hydraulic pump increase by the oil quantity to which you hold identically to the oil quantity in a canonical mode the oil quantity of a revolution motor or a boom cylinder, and an arm hydraulic cylinder wants to increase it in an arm priority mode It controls to increase the output of the engine which drives this hydraulic pump.

[0012]

[Example] Next, the example of this invention is explained in full detail by the accompanying drawing. Drawing 1 is drawing showing the control system of the combined control of the revolution and the boom in the hydraulic excavator digger which is one example of this invention, drawing 2 is the same and the output diagram of the engine in this invention example, a hydraulic-pump absorption horsepower diagram [in / in drawing 3 / this invention example], drawing showing the activity machine supply flow rate of a canonical mode [in / in drawing 4 / this invention example], and drawing 5 are drawings showing the activity machine supply flow rate of the boom priority mode in this invention example.

[0013] In drawing 1 which shows the control system of the combined control of the revolution and the boom in the hydraulic excavator digger which is one example of this invention 1 a variable-capacity mold hydraulic pump, and 3a and 3b for an engine, 2a, and 2b Said variable-capacity mold hydraulic-pump 2a, the capacity controlling mechanism of 2b, A servo cylinder for 4a and 4b to control said capacity controlling mechanisms 3a and 3b, electromagnetism for 5a and 5b to supply a control pressure oil to said servo cylinders 4a and 4b -- a proportioning valve -- 6a and 6b a pump controller and 8 for an actuation signal generator and 7 An engine controller, 9 a governor motor and 11 for a throttle knob and 10 The position transducer of said governor motor 10, 12 the rotation detector of said engine 1, and 14 for a centrifugal spark advancer and 13 A monitor, 15 a control pressure setting valve, and 17a and 17b for a control pump and 16 A pilot-pressure actuation valve, 18a and 18b of an actuation valve and 19 are [a boom cylinder and 20] revolution motors. Said variable-capacity mold hydraulic-pump 2a, the unification valve of 2b, and 22 21 The inside of the load pressure of a boom cylinder 19 and the revolution motor 20, A change-over valve for the shuttle valve for taking out the load pressure of the higher one and 23 to change the set pressure of pressure compensation valve 24b among the pressure compensation valves 24a and 24b and 25 are tanks.

[0014] It attaches and explains to an operation of drawing 1 . If an engine 1 is put into operation and the throttle knob 9 is set as a predetermined injection fuel, while this injection fuel setting signal drives the centrifugal spark advancer 12 of a fuel injection pump with a governor motor 10 through the engine controller 8 and sets up the fuel oil consumption of an engine 1, the amount of drives of a governor motor 10 will be outputted to the engine controller 8 by the position transducer 11, and feedback control of it will be carried out. Moreover, the engine speed of an engine 1 is outputted to said engine controller 8 by the rotation detector 13. The control pressure from the control pump 15 set as 1 constant pressure by the control pressure setting valve 16 is controlled according to the control signal outputted to the control pressure-limiting valves 5a and 5b from the pump controller 7 according to the actuation signal from the actuation signal generators 6a and 6b, and is supplied to servo cylinders 4a and 4b.

[0015] Therefore, variable-capacity mold hydraulic-pump 2a and 2b are controlled by the capacity controlling mechanisms 3a and 3b by the discharge quantity according to the actuation signal from said actuation signal generators 6a and 6b. Moreover, the control pressure from the control pump 15 set as 1 constant pressure by said control pressure setting valve 16 controls the main actuation valves 18a and 18b by the pilot pressure decompressed by the pilot-pressure actuation valves 17a and 17b controlled according to the actuation signal from said actuation signal generators 6a and 6b. After all, since variable-capacity mold hydraulic-pump 2a according to the control input of said actuation signal generators 6a and 6b and the flow rate from 2b are supplied to a boom cylinder 19 and the revolution motor 20, said boom cylinder 19 and the revolution motor 20 operate with the rate according to the control input of said actuation signal generators 6a and 6b.

[0016] If a pilot pressure is supplied to the unification valve 21 from the change-over valve which is not illustrated at the time of the combined control of a boom cylinder 19 and the revolution motor 20, while the unification valve 21 will become b location The load pressure of any or the higher one is taken out by the shuttle valve 22, and the load pressure of a boom cylinder 19 and the load pressure of the revolution motor 20 act on each pressure compensation valves 24a and 24b. It is controlled to distribute the flow rate according to the opening of each actuation valves 18a and 18b to a boom cylinder 19 and the revolution motor 20 regardless of load pressure. Among the load pressure of the boom cylinder 19 and the revolution motor 20 which it is at the combined-control time, and the change-over valve 23 became a location in the canonical mode, and were taken out by the shuttle valve 22, while the load pressure of the higher one acts on pressure compensation valve 24a a location of a change-over valve 23 decompresses, and it acts on pressure compensation valve 24b, and is controlled to distribute to a boom cylinder 19 and the revolution motor 20 at a rate of 2:1 to the same opening of each actuation valves 18a and 18b.

[0017] Next, among the load pressure of the boom cylinder 19 and the revolution motor 20 which it is at the combined-control time, and the change-over valve 23 became b location in the boom priority mode, and were taken out by the shuttle valve 22, while the load pressure of the higher one acts on pressure compensation valve 24a Act on pressure compensation valve 24b with b location of a change-over valve 23, and it is distributed to a boom cylinder 19 and the revolution motor 20 at a rate of 2:0.8 to the identity operation stroke of each actuation valves 18a and 18b. It is controlled to supply much hydraulic oil to a boom cylinder 19 from the revolution motor 20.

[0018] Next, the canonical mode to which drawing 2 which shows the output diagram of the engine in this invention example carries out the combined control of revolution of a hydraulic digging machine and the boom at the rate of predetermined respectively, and revolution are the output diagrams of the engine in which the relation of the engine power-engine speed of this canonical mode and the boom priority mode which accelerates a boom about 33% at the same rate is shown, and are the part by which the output rise of the part of a slash was carried out for the boom priority mode.

[0019] Drawing 3 which shows the hydraulic-pump absorption horsepower diagram in this invention example is the hydraulic-pump absorption horsepower diagram showing the pressure of the hydraulic pump of a canonical mode and a boom priority mode, and the relation of the amount of discharge flow like drawing 2, and is the part by which the output rise of the part of a slash was carried out for the boom priority mode.

[0020] Drawing 4 which shows the activity machine supply flow rate of the canonical mode in this invention example The relation between each actuation stroke with boom actuation valve 18a and revolution actuation valve 18b, and a boom cylinder 19 and the supply flow rate to the revolution motor 20 is shown. Since the demand pump flow rate by both actuation of boom actuation and revolution actuation does not fill a total pump supply flow rate (2P) with the range of Stroke a, the supply flow rate to a boom cylinder 19 and the revolution motor 20 Since it changes according to an actuation stroke and the demand pump flow rate according [the range of Stroke b] to said both actuation becomes more than [all] a pump supply flow rate (2P) Although it does not change according to an actuation stroke, it is shown that the supply flow rate to a boom cylinder 19 and the revolution motor 20 is always maintaining the ratio of 2:1. In addition, P in drawing 4 shows the discharge quantity of one pump.

[0021] In drawing 5 which shows the activity machine supply flow rate of the boom priority mode in

this invention example The relation between each actuation stroke with boom actuation valve 18a and revolution actuation valve 18b, and a boom cylinder 19 and the supply flow rate to the revolution motor 20 is shown. Since the demand pump flow rate by both actuation of boom actuation and revolution actuation does not fill a total pump supply flow rate (2P) with the range of Stroke a, the supply flow rate to a boom cylinder 19 and the revolution motor 20 Since it changes according to an actuation stroke and the demand pump flow rate according [the range of Stroke b] to said both actuation becomes more than [all] a pump supply flow rate (2P) Although it does not change according to an actuation stroke, it is shown that the supply flow rate to a boom cylinder 19 and the revolution motor 20 is always maintaining the ratio of 2:0.8. In addition, P in drawing 5 shows the discharge quantity of one pump.

[0022] Next, the relation of the supply flow rate to the revolution motor and boom cylinder at the time of the actuation valve full stroke in this invention example is shown in Table 2. In the canonical mode of this invention shown in Table 2 discharge quantity 2P of a hydraulic pump to a revolution motor (2/3) to P and a boom cylinder (4/3) Every [P], 1:2 comes out comparatively and it is supplied, and in a boom priority mode, every [P (5/3)] and 1:2.5 appear in P (2/3) and a boom cylinder comparatively, and the discharge quantity (7/3) P of a hydraulic pump is supplied to a revolution motor. Therefore, in the boom priority mode in this invention, while the ratio of the hydraulic oil amount of supply to a revolution motor and a boom cylinder is set to 1:2.5 from 1:2 at the time of a canonical mode and accelerating a boom, the hydraulic oil amount of supply to a revolution motor does not produce a feeling of the different sum that the conventional revolution to a revolution motor operated slows down for an operator in order to maintain P (2/3) at the time of a canonical mode.

[0023]

[Effect of the Invention] The following effectiveness can be acquired when being based on this invention, as explained in full detail above.

(1) When a specific actuator priority mode is selected at the time of a combined control, the operating speed of the actuator to which priority is not given maintains the operating speed of a canonical mode, and since it can aim at the rate rise of the operating speed of an actuator to give priority to, it can contract the activity cycle of the whole car. Moreover, the operating speed of the actuator to which priority is not given does not produce the feeling of the different sum to actuation of the actuator to which priority is not given for an operator in order to maintain the same rate as the rate of a canonical mode.

(2) For example, since a swing speed can make a boom rate accelerate even if it switches a canonical mode to a boom priority mode at the time of the combined control of a boom and revolution, maintaining the rate of a canonical mode, the feeling of the different sum to revolution actuation of an operator can be prevented.

[Translation done.]

* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DESCRIPTION OF DRAWINGS

[Brief Description of the Drawings]

[Drawing 1] It is drawing showing the control system of the combined control of the revolution and the boom in the hydraulic excavator digger which is one example of this invention.

[Drawing 2] It is the output diagram of the engine in this invention example.

[Drawing 3] It is the absorption horsepower diagram of the hydraulic pump in this invention example.

[Drawing 4] It is drawing showing this invention example and the activity machine supply flow rate of the canonical mode in a Prior art.

[Drawing 5] It is drawing showing the activity machine supply flow rate of the boom priority mode in this invention example.

[Drawing 6] It is drawing showing the activity machine supply flow rate of the boom priority mode in a Prior art.

[Description of Notations]

1 ... Engine

2a, 2b ... Variable-capacity mold hydraulic pump

3a, 3b ... Capacity controlling mechanism

4a, 4b ... Servo cylinder

5a and 5b ... electromagnetism -- a proportioning valve

6a, 6b ... Actuation signal generator

7 ... Pump controller

8 ... Engine controller

9 ... Throttle knob

10 ... Governor motor

11 ... Position transducer,

12 ... Centrifugal spark advancer,

13 ... Rotation detector,

14 ... Monitor,

15 ... Control pump,

16 ... Control pressure setting valve,

17a, 17b ... Pilot-pressure actuation valve,

18a, 18b ... Main actuation valve,

19 ... Boom cylinder,

20 ... Revolution motor

21 ... Unification valve

22 ... Shuttle valve

23 ... Change-over valve

24a, 24b ... Pressure compensation valve

25 ... Tank

[Table 1]

| | 標準モード | ブーム優先モード |
|-------------|--|--|
| 旋回 モータ | $2P \times (1 / (2 + 1)) =$ $(2 / 3) P$ | $2P \times (0.8 / (2 + 0.8)) =$ $(4 / 7) P$ |
| ブーム シリンダ | $2P \times (2 / (2 + 1)) =$ $(4 / 3) P$ | $2P \times (2 / (2 + 0.8)) =$ $(10 / 7) P$ |

[Table 2]

| | 標準モード | ブーム優先モード |
|-------------|--|--|
| 旋回 モータ | $2P \times (1 / (2 + 1)) =$ $(2 / 3) P$ | $(7/3)P \times (0.8 / (2 + 0.8)) =$ $(7/3) \times (2/7))P = (2/3)P$ |
| ブーム シリンダ | $2P \times (2 / (2 + 1)) =$ $(4 / 3) P$ | $(7/3)P \times (2 / (2 + 0.8)) =$ $(7/3) \times (5/7))P = (5/3)P$ |

[Translation done.]

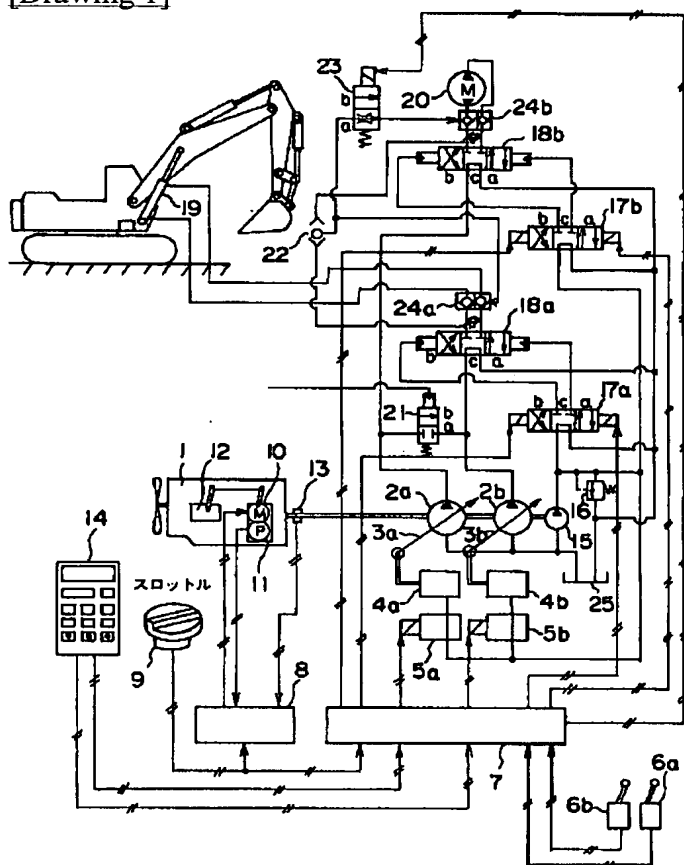
* NOTICES *

JPO and INPIT are not responsible for any damages caused by the use of this translation.

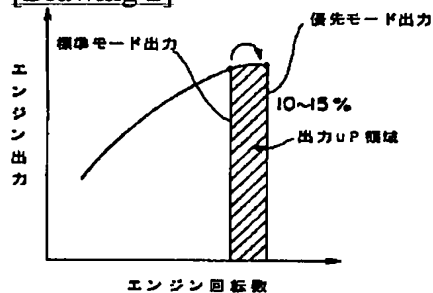
1. This document has been translated by computer. So the translation may not reflect the original precisely.
2. **** shows the word which can not be translated.
3. In the drawings, any words are not translated.

DRAWINGS

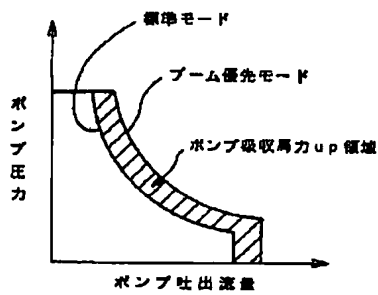
[Drawing 1]



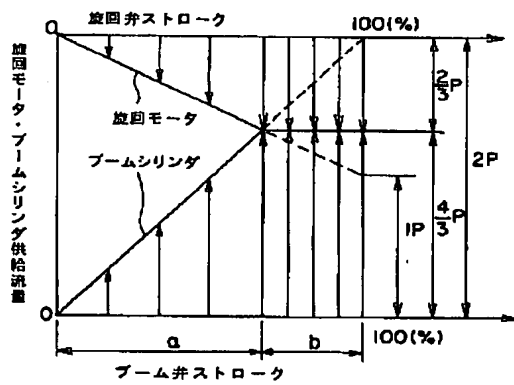
[Drawing 2]



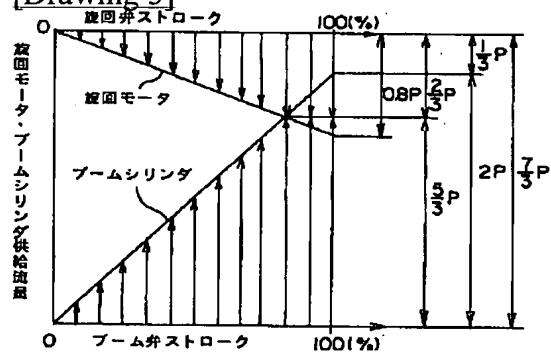
[Drawing 3]



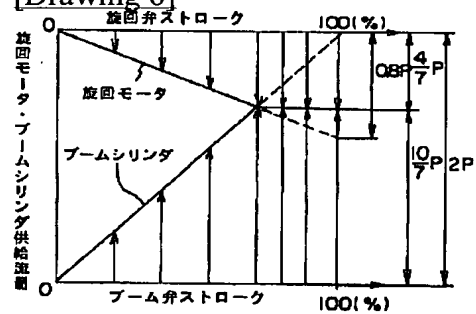
[Drawing 4]



[Drawing 5]



[Drawing 6]



[Translation done.]

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11) 特許出願公開番号

特開平7-27106

(43) 公開日 平成7年(1995)1月27日

| | | | | |
|--------------------------|------|---------|------------------|-------------|
| (51) IntCl. ⁴ | 識別記号 | 庁内整理番号 | F I | 技術表示箇所 |
| F 1 5 B 11/00 | | | | |
| E 0 2 F 9/22 | K | 8512-3H | F 1 5 B 11/00 | E |
| F 1 5 B 11/16 | | 9026-3H | 11/16 | Z |
| | | | 審査請求 未請求 請求項の数 3 | F D (全 7 頁) |

(21) 出願番号 特願平5-196937

(22) 出願日 平成5年(1993)7月14日

(71) 出願人 000001236

株式会社小松製作所

東京都港区赤坂二丁目3番6号

(72) 発明者 横山 登司男

大阪府枚方市上野3-1-1 株式会社小

松製作所大阪工場内

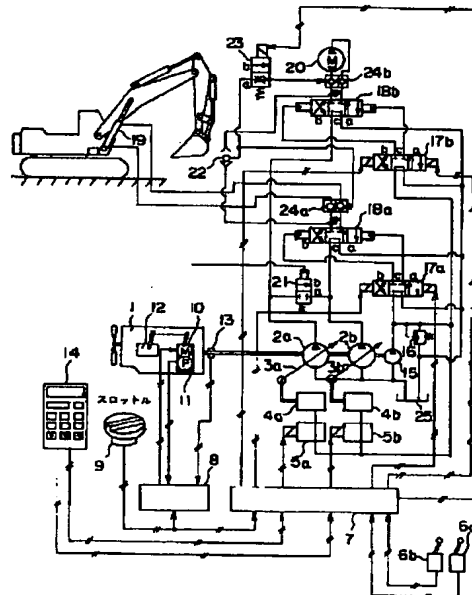
(74) 代理人 弁理士 橋爪 良彦

(54) 【発明の名称】 油圧式掘削機械のエンジン出力と油圧ポンプ吸収馬力制御装置

(57) 【要約】 (修正有)

【目的】 複合操作時、特定アクチュエーター優先モードを選択することにより特定アクチュエーターの操作速度を上昇させて車両全体の作業サイクルを短縮する。

【構成】 エンジンと、油圧ポンプと、複数のアクチュエータと、この複数のアクチュエータの各操作弁とからなり、この各操作弁の所定操作量に対して、各アクチュエータに分配される油量を所定比に定めた標準モードと、特定のアクチュエータに多くの油量を分配する特定アクチュエータ優先モードとからなる油圧駆動システムにおいて、特定アクチュエータ優先モードにおいては、増加した特定アクチュエータの油量分だけエンジンの出力、及び油圧ポンプの吐出量を増加させることにより、特定アクチュエータ以外のアクチュエータの油量を標準モードにおける油量と同一に保持するコントローラとなる。



【特許請求の範囲】

【請求項1】 エンジンと、このエンジンにより駆動される油圧ポンプと、この油圧ポンプの吐出油を供給される複数のアクチュエータと、この複数のアクチュエータの各操作弁とからなり、この各操作弁の所定操作量に対して、各アクチュエータに分配される油量を所定比に定めた標準モードと、特定のアクチュエータに多くの油量を分配する特定アクチュエータ優先モードとからなる油圧駆動システムにおいて、前記特定アクチュエータ優先モードにおいては、増加したい特定アクチュエータの油量分だけ前記エンジンの出力、及び油圧ポンプの吐出量を増加させることにより、特定アクチュエータ以外のアクチュエータの油量を標準モードにおける油量と同一に保持するコントローラよりなることを特徴とする油圧式掘削機械のエンジン出力と油圧ポンプ吸収馬力制御装置。

【請求項2】 エンジンと、このエンジンにより駆動される油圧ポンプと、ブームシリンダと、旋回モータと、このブームシリンダと旋回モータの各操作弁とからなり、これら各操作弁のフルストロークに対して、ブームシリンダと旋回モータに分配される油量を所定比に定めた標準モードと、この標準モードに対してブームシリンダに多くの油量を供給するブーム優先モードとからなる油圧駆動システムにおいて、ブーム優先モードにおいては、増加したいブームシリンダの油量分だけ前記エンジンの出力、及び油圧ポンプの吐出量を増加させることにより、旋回モータの油量を標準モードにおける油量と同一に保持するエンジンコントローラ、及びポンプコントローラよりなることを特徴とする請求項1の油圧式掘削機械のエンジン出力と油圧ポンプ吸収馬力制御装置。

【請求項3】 エンジンと、このエンジンにより駆動される油圧ポンプと、アームシリンダと、旋回モータ又はブームシリンダと、このアームシリンダと、旋回モータ又はブームシリンダの各操作弁とからなり、これら各操作弁のフルストロークに対して、アームシリンダと、旋回モータ又はブームシリンダに分配される油量を所定比に定めた標準モードと、この標準モードに対してアームシリンダに多くの油量を供給するアーム優先モードとからなる油圧駆動システムにおいて、アーム優先モードにおいては、増加したいアームシリンダの油量分だけ前記エンジンの出力、及び油圧ポンプの吐出量を増加させることにより、旋回モータ又はブームシリンダの油量を標準モードにおける油量と同一に保持するエンジンコントローラ、及びポンプコントローラよりなることを特徴とする請求項1の油圧式掘削機械のエンジン出力と油圧ポンプ吸収馬力制御装置。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【産業上の利用分野】 本発明は油圧式掘削機械における複数の作業機を同時操作する複合操作時、例えばブレード・旋回の複合操作時において、油圧ポンプの吐出量をブレードシリンダと旋回モータに所定流量比に分配する標準モードと、この標準モードに対してブレードシリンダに多くの流量を分配するブレード優先モードを設定し、このブレード優先モードにおいても標準モードと同一流量を旋回モータに供給して、オペレータに旋回速度が減速されるという旋回操作の異和感を感じさせないようにした油圧式掘削機械のエンジン出力と油圧ポンプ吸収馬力制御装置に関する。

ド・旋回の複合操作時において、油圧ポンプの吐出量をブレードシリンダと旋回モータに所定流量比に分配する標準モードと、この標準モードに対してブレードシリンダに多くの流量を分配するブレード優先モードを設定し、このブレード優先モードにおいても標準モードと同一流量を旋回モータに供給して、オペレータに旋回速度が減速されるという旋回操作の異和感を感じさせないようにした油圧式掘削機械のエンジン出力と油圧ポンプ吸収馬力制御装置に関する。

【0002】

【従来の技術】 従来、複数のアクチュエータの複合操作を実施したい場合に、ポンプ全量の配分比を所定値に定めた標準モードと、特定のアクチュエータに多くの作動油を供給するために前記標準モードとは異なった配分比の特定アクチュエータ優先モードとを有する技術としては、例えば「特開昭63-187311」、及び「特開昭63-187312」がある。前記従来の技術には複数のアクチュエータと、これらアクチュエータに各々対応したレバー等、複数の操作手段を備え、これら操作手段各々の操作量に応じて発生させる駆動量指令値に追従して各対応するアクチュエータの駆動量を制御する操縦制御装置において、前記各操縦手段のそれぞれ同一の操作量に応じた駆動量指令値に対し各別に重み付けを行って、これを各対応するアクチュエータに伝送する重み付け手段を設けた操縦制御装置が記載されている。

【0003】 前記構成において、各アクチュエータの随時所望とする動作内容に応じてその優先の度合、即ち、重みの度合を前記重み付け手段を通じて重み付けすることで、前述した複合操作時等、複数の操作手段を同時に操作する場合であっても、これら操作手段の各々通常の自然な操作に対応して、各該当するアクチュエータからはそれぞれ所望とする優先内容に応じた所望の動作が得られるようになる。

【0004】 次に、図4と図6により前記従来の技術を例を上げて分かりやすく説明する。図4は旋回モータとブームシリンダとの複合操作時における標準モードにおいて、例えば二つの油圧ポンプの吐出量2P（但し、Pは一つのポンプ流量を示す）は、各操作弁の同一操作量に対して旋回モータへ（2/3）P、ブームシリンダへ（4/3）Pづつ、1：2の割合で分配供給されることを示す。図6は旋回モータとブームシリンダとの複合操作時におけるブーム優先モードにおいて、二つの油圧ポンプの吐出量2Pは、各操作弁の同一操作量に対して旋回モータへ（4/7）P、ブームシリンダへ（10/7）Pづつ、0.8：2の割合で分配供給されることを示す。前記従来の技術における各操作弁フルストローク時の旋回モータと、ブームシリンダへの供給流量の関係を表1に示す。

【0005】

【発明が解決しようとする課題】 しかし、前記従来の技

3

術における優先モードは一方のアクチュエータの流量を減じて、その分を他方のアクチュエータに補って相対的に作業速度にメリハリをつける方法であるために、一方のアクチュエータを優先させると、他方のアクチュエータの速度が標準モードの時の速度より遅くなり、全体的に作業サイクルが早まらない場合があり、また、減ずる側のアクチュエータ速度の制約から大きなメリハリ、つまり優先度をつけることが困難であった。このことを図4と図6、及び表1により説明すると、前記従来の技術におけるブーム優先モードにおいては、旋回モータとブームシリンダへの作動油供給量の比は標準モード時の1:2より1:2.5になり、ブームシリンダは標準モード時の(4/3)Pから(10/7)Pまで約7%増速されるが、旋回モータは標準モード時の(2/3)Pが(4/7)Pまで約14%減速されるため、オペレータにとって旋回操作に対する異和感が生じる問題があった。

【0006】

【課題を解決するための手段】本発明は前記従来の技術における課題を解決するためになされたもので、請求項1は、エンジンと、このエンジンにより駆動される油圧ポンプと、この油圧ポンプの吐出油を供給される複数のアクチュエータと、この複数のアクチュエータの各操作弁とからなり、この各操作弁の所定操作量に対して、各アクチュエータに分配される油量を所定比に定めた標準モードと、特定のアクチュエータに多くの油量を分配する特定アクチュエータ優先モードとからなる油圧駆動システムにおいて、前記特定アクチュエータ優先モードにおいては、増加した特定アクチュエータの油量分だけ前記エンジンの出力、及び油圧ポンプの吐出量を増加させることにより、特定アクチュエータ以外のアクチュエータの油量を標準モードにおける油量と同一に保持するコントローラよりなる。

【0007】請求項2は、エンジンと、このエンジンにより駆動される油圧ポンプと、ブームシリンダと、旋回モータと、このブームシリンダと旋回モータの各操作弁とからなり、この各操作弁のフルストロークに対して、ブームシリンダと旋回モータに分配される油量を所定比に定めた標準モードと、この標準モードに対してブームシリンダに多くの油量を供給するブーム優先モードとからなる油圧駆動システムにおいて、ブーム優先モードにおいては、増加したいブームシリンダの油量分だけ前記エンジンの出力、及び油圧ポンプの吐出量を増加させることにより、旋回モータの油量を標準モードにおける油量と同一に保持するエンジンコントローラ、及びポンプコントローラよりなる。

【0008】請求項3は、エンジンと、このエンジンにより駆動される油圧ポンプと、アームシリンダと、旋回モータ又はブームシリンダと、このアームシリンダと、旋回モータ又はブームシリンダの各操作弁とからなり、

4

これら各操作弁のフルストロークに対して、アームシリンダと、旋回モータ又はブームシリンダに分配される油量を所定比に定めた標準モードと、この標準モードに対してアームシリンダに多くの油量を供給するアーム優先モードとからなる油圧駆動システムにおいて、アーム優先モードにおいては、増加したいアームシリンダの油量分だけ前記エンジンの出力、及び油圧ポンプの吐出量を増加させることにより、旋回モータ又はブームシリンダの油量を標準モードにおける油量と同一に保持するエンジンコントローラ、及びポンプコントローラよりなる。

【0009】

【作用】請求項1は、複数アクチュエータの各操作弁の所定操作量に対して、各アクチュエータに分配される油量を所定比に定めた標準モードと、特定のアクチュエータに多くの油量を分配する特定アクチュエータ優先モードとからなる油圧駆動システムにおいて、特定アクチュエータ優先モードにおいては、特定アクチュエータ以外のアクチュエータの油量を標準モードにおける油量と同一に保持し、特定アクチュエータの増加させたい油量分だけ油圧ポンプの吐出量を増加させると共に、この油圧ポンプを駆動するエンジンの出力を増加するように制御する。

【0010】請求項2は、ブームシリンダと、旋回モータの各操作弁の所定操作量に対して、ブームシリンダと、旋回モータとに分配される油量を所定比に定めた標準モードと、ブームシリンダに多くの油量を分配するブーム優先モードとからなる油圧駆動システムにおいて、ブーム優先モードにおいては、旋回モータの油量を標準モードにおける油量と同一に保持し、ブームシリンダの増加させたい油量分だけ油圧ポンプの吐出量を増加させると共に、この油圧ポンプを駆動するエンジンの出力を増加するように制御する。

【0011】請求項3は、エンジンと、このエンジンにより駆動される油圧ポンプと、アームシリンダと、旋回モータ又はブームシリンダと、このアームシリンダと、旋回モータ又はブームシリンダの各操作弁とからなり、これら各操作弁のフルストロークに対して、アームシリンダと、旋回モータ又はブームシリンダに分配される油量を所定比に定めた標準モードと、この標準モードに対してアームシリンダに多くの油量を供給するアーム優先モードとからなる油圧駆動システムにおいて、アーム優先モードにおいては、旋回モータ又はブームシリンダの油量を標準モードにおける油量と同一に保持し、アームシリンダの増加させたい油量分だけ油圧ポンプの吐出量を増加させると共に、この油圧ポンプを駆動するエンジンの出力を増加するように制御する。

【0012】

【実施例】次に、本発明の実施例を添付図面により詳述する。図1は本発明の一実施例である油圧掘削機における旋回とブームとの複合操作の制御システムを示す図で

あり、図2は同じく本発明実施例におけるエンジンの出力線図、図3は本発明実施例における油圧ポンプ吸収馬力線図、図4は本発明実施例における標準モードの作業機供給流量を示す図、図5は本発明実施例におけるブーム優先モードの作業機供給流量を示す図である。

【0013】本発明の一実施例である油圧掘削機における旋回とブームとの複合操作の制御システムを示す図1において、1はエンジン、2a、2bは可変容量型油圧ポンプ、3a、3bは前記可変容量型油圧ポンプ2a、2bの容量制御機構、4a、4bは前記容量制御機構3a、3bを制御するためのサーボシリンダ、5a、5bは前記サーボシリンダ4a、4bに制御圧油を供給するための電磁比例弁、6a、6bは操作信号発生器、7はポンプコントローラ、8はエンジンコントローラ、9はスロットル摘み、10はガバナモータ、11は前記ガバナモータ10の位置検出器、12はガバナ、13は前記エンジン1の回転検出器、14はモニタ、15は制御ポンプ、16は制御圧設定弁、17a、17bはパイロット圧操作弁、18a、18bは操作弁、19はブームシリンダ、20は旋回モータであり、21は前記可変容量型油圧ポンプ2a、2bの合流弁、22はブームシリンダ19と旋回モータ20の負荷圧のうち、高い方の負荷圧を取り出すためのシャトル弁、23は圧力補償弁24a、24bのうち、圧力補償弁24bの設定圧を変えるための切換弁、25はタンクである。

【0014】図1の作用に付いて説明する。エンジン1を始動し、スロットル摘み9を所定の噴射燃料に設定すると、この噴射燃料設定信号はエンジンコントローラ8を介してガバナモータ10により燃料噴射ポンプのガバナ12を駆動してエンジン1の燃料噴射量を設定すると共に、位置検出器11によりガバナモータ10の駆動量はエンジンコントローラ8に出力されフィードバック制御される。また、エンジン1の回転数は回転検出器13により前記エンジンコントローラ8に出力される。制御圧設定弁16により一定圧に設定された制御ポンプ15からの制御圧は、操作信号発生器6a、6bからの操作信号に応じてポンプコントローラ7からコントロール圧制御弁5a、5bに出力される制御信号に応じて制御されてサーボシリンダ4a、4bに供給される。

【0015】従って、可変容量型油圧ポンプ2a、2bは容量制御機構3a、3bにより、前記操作信号発生器6a、6bからの操作信号に応じた吐出量に制御される。また、前記制御圧設定弁16により一定圧に設定された制御ポンプ15からの制御圧は、前記操作信号発生器6a、6bからの操作信号に応じて制御されるパイロット圧操作弁17a、17bにより減圧されたパイロット圧により、主操作弁18a、18bを制御する。結局、前記操作信号発生器6a、6bの操作量に応じた、可変容量型油圧ポンプ2a、2bからの流量が、ブームシリンダ19、旋回モータ20に供給されるため、前記

ブームシリンダ19、旋回モータ20は前記操作信号発生器6a、6bの操作量に応じた速度により作動する。

【0016】ブームシリンダ19と旋回モータ20との複合操作時には図示しない切換弁から合流弁21にパイロット圧を供給すると、合流弁21がb位置になると共に、ブームシリンダ19の負荷圧と旋回モータ20の負荷圧とはシャトル弁22により何れが高い方の負荷圧が取り出され、各圧力補償弁24a、24bに作用して、負荷圧に関係なく各操作弁18a、18bの開度に応じた流量をブームシリンダ19と旋回モータ20に分配するように制御される。複合操作時で、且つ標準モードでは切換弁23はa位置となつて、シャトル弁22により取り出されたブームシリンダ19と旋回モータ20の負荷圧のうち、高い方の負荷圧は圧力補償弁24aに作用すると共に、切換弁23のa位置により減圧されて圧力補償弁24bに作用して、各操作弁18a、18bの同一開度に対してブームシリンダ19と旋回モータ20に2:1の割合で分配するように制御される。

【0017】次に複合操作時で、且つブーム優先モードでは切換弁23はb位置となつて、シャトル弁22により取り出されたブームシリンダ19と旋回モータ20の負荷圧のうち、高い方の負荷圧は圧力補償弁24aに作用すると共に、切換弁23のb位置により圧力補償弁24bに作用して、各操作弁18a、18bの同一操作ストロークに対してブームシリンダ19と旋回モータ20に2:0.8の割合で分配され、旋回モータ20よりブームシリンダ19に多くの作動油を供給するように制御される。

【0018】次に、本発明実施例におけるエンジンの出力線図を示す図2は、油圧式掘削機械の旋回とブームとを各々所定の速度で複合操作する標準モードと、旋回はこの標準モードと同一速度でブームを約33%増速するブーム優先モードとのエンジン出力-エンジン回転数の関係を示すエンジンの出力線図で、斜線の部分がブーム優先モードのために出力アップされた部分である。

【0019】本発明実施例における油圧ポンプ吸収馬力線図を示す図3は、図2同様に標準モードとブーム優先モードとの油圧ポンプの圧力と吐出流量の関係を示す油圧ポンプ吸収馬力線図で、斜線の部分がブーム優先モードのために出力アップされた部分である。

【0020】本発明実施例における標準モードの作業機供給流量を示す図4は、ブーム操作弁18aと旋回操作弁18bとの各操作ストロークと、ブームシリンダ19と旋回モータ20への供給流量との関係を示し、ブームシリンダ19と旋回モータ20への供給流量はストロークaの範囲はブーム操作と旋回操作の両操作による要求ポンプ流量が全ポンプ供給流量(2P)に満たないので、操作ストロークに応じて変化し、ストロークbの範囲は前記両操作による要求ポンプ流量が全ポンプ供給流量(2P)以上になるので、操作ストロークに応じて変

化しないが、ブームシリンダ19と旋回モータ20への供給流量は常に2:1の比を維持していることを示す。なお、図4におけるPは1ポンプの吐出量を示す。

【0021】本発明実施例におけるブーム優先モードの作業機供給流量を示す図5において、ブーム操作弁18aと旋回操作弁18bとの各操作ストロークと、ブームシリンダ19と旋回モータ20への供給流量との関係を示し、ブームシリンダ19と旋回モータ20への供給流量はストロークaの範囲はブーム操作と旋回操作の両操作による要求ポンプ流量が全ポンプ供給流量(2P)に満たないので、操作ストロークに応じて変化し、ストロークbの範囲は前記両操作による要求ポンプ流量が全ポンプ供給流量(2P)以上になるので、操作ストロークに応じて変化しないが、ブームシリンダ19と旋回モータ20への供給流量は常に2:0.8の比を維持していることを示す。なお、図5におけるPは1ポンプの吐出量を示す。

【0022】次に、本発明実施例における操作弁フルストローク時の旋回モータとブームシリンダへの供給流量の関係を表2に示す。表2に示す本発明の標準モードにおいては、油圧ポンプの吐出量2Pは旋回モータへ(2/3)Pとブームシリンダへ(4/3)Pづつ、1:2の割合で供給され、また、ブーム優先モードにおいては、油圧ポンプの吐出量(7/3)Pは旋回モータへ(2/3)Pとブームシリンダへ(5/3)Pづつ、1:2.5の割合で供給される。従って、本発明におけるブーム優先モードにおいては、旋回モータとブームシリンダへの作動油供給量の比は標準モード時の1:2より1:2.5になりブームが増速されると共に、旋回モータへの作動油供給量は標準モード時の(2/3)Pを維持する

ため、オペレータにとって旋回モータ操作に対する従来の旋回が減速するという異和感を生ずることがない。

【0023】

【発明の効果】以上詳述したように本発明によるときは次のような効果を得ることができる。

(1) 複合操作時に特定アクチュエータ優先モードを選定した場合、優先しないアクチュエータの操作速度は標準モードの操作速度を維持し、優先したいアクチュエータの操作速度の速度上昇が図れるので、車両全体の作業サイクルを縮めることができる。また、優先しないアクチュエータの操作速度は標準モードの速度と同じ速度を維持するため、オペレータにとって優先しないアクチュエータの操作に対する異和感を生じさせない。

(2) 例えばブームと旋回の複合操作時において、標準モードをブーム優先モードに切換えても、旋回速度は標

準モードの速度を維持しながらブーム速度を増速させることができるので、オペレータの旋回操作に対する異和感を防止することができる。

【図面の簡単な説明】

【図1】本発明の一実施例である油圧掘削機における旋回とブームとの複合操作の制御システムを示す図である。

【図2】本発明実施例におけるエンジンの出力線図である。

【図3】本発明実施例における油圧ポンプの吸収馬力線図である。

【図4】本発明実施例、及び従来の技術における標準モードの作業機供給流量を示す図である。

【図5】本発明実施例におけるブーム優先モードの作業機供給流量を示す図である。

【図6】従来の技術におけるブーム優先モードの作業機供給流量を示す図である。

【符号の説明】

- 1・・・エンジン
- 2a, 2b・・・可変容量型油圧ポンプ
- 3a, 3b・・・容量制御機構
- 4a, 4b・・・サーボシリンダ
- 5a, 5b・・・電磁比例弁
- 6a, 6b・・・操作信号発生器
- 7・・・ポンプコントローラ
- 8・・・エンジンコントローラ
- 9・・・スロットル摘み
- 10・・・ガバナモータ
- 11・・・位置検出器、
- 12・・・ガバナ、
- 13・・・回転検出器、
- 14・・・モニタ、
- 15・・・制御ポンプ、
- 16・・・制御圧設定弁、
- 17a, 17b・・・パイロット圧操作弁、
- 18a, 18b・・・主操作弁、
- 19・・・ブームシリンダ、
- 20・・・旋回モータ
- 21・・・合流弁
- 22・・・シャトル弁
- 23・・・切換弁
- 24a, 24b・・・圧力補償弁
- 25・・・タンク

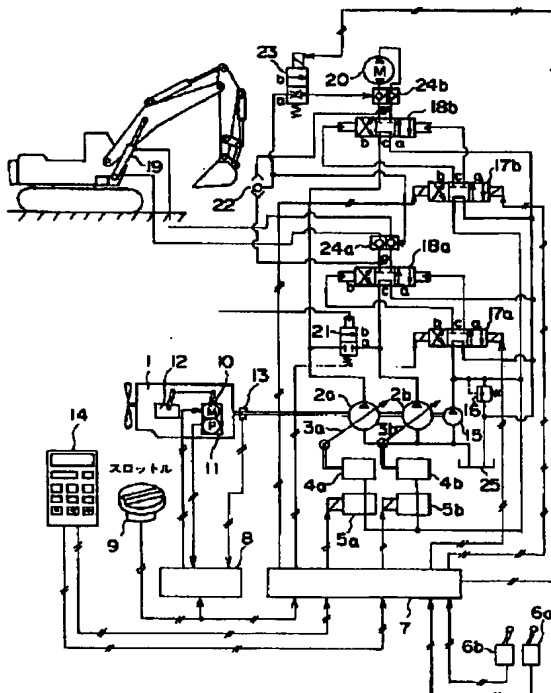
【表1】

| | 標準モード | ブーム優先モード |
|-------------|--|--|
| 旋回 モータ | $2P \times (1 / (2 + 1)) =$ $(2 / 3) P$ | $2P \times (0.8 / (2 + 0.8)) =$ $(4 / 7) P$ |
| ブーム シリンダ | $2P \times (2 / (2 + 1)) =$ $(4 / 3) P$ | $2P \times (2 / (2 + 0.8)) =$ $(10 / 7) P$ |

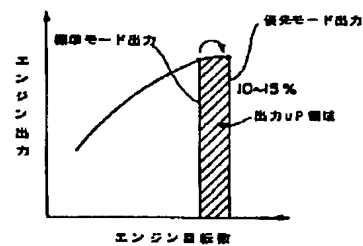
【表2】

| | 標準モード | ブーム優先モード |
|-------------|--|---|
| 旋回 モータ | $2P \times (1 / (2 + 1)) =$ $(2 / 3) P$ | $(7/3)P \times (0.8 / (2 + 0.8)) =$ $(7/3) \times (2/7)P = (2/3)P$ |
| ブーム シリンダ | $2P \times (2 / (2 + 1)) =$ $(4 / 3) P$ | $(7/3)P \times (2 / (2 + 0.8)) =$ $(7/3) \times (5/7)P = (5/3)P$ |

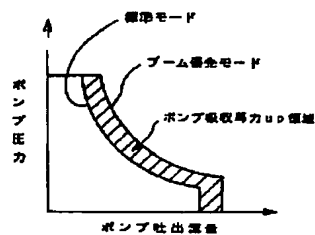
【図1】



【図2】



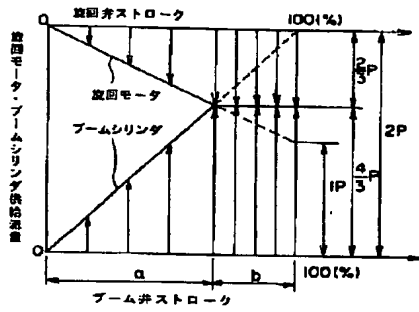
【図3】



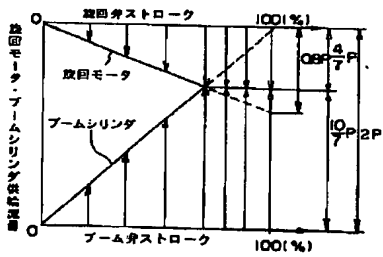
(7)

特開平7-27106

【図4】



【図6】



【図5】

